

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6499951号
(P6499951)

(45) 発行日 平成31年4月10日 (2019. 4. 10)

(24) 登録日 平成31年3月22日 (2019. 3. 22)

(51) Int. Cl.		F I			
FO2M 31/08	(2006.01)	FO2M	31/08	3 O 1 B	
FO2M 31/04	(2006.01)	FO2M	31/04	A	
FO2D 45/00	(2006.01)	FO2D	45/00	3 6 8 S	
FO2D 41/04	(2006.01)	FO2D	41/04	3 6 O Z	

請求項の数 11 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2015-187586 (P2015-187586)	(73) 特許権者	509186579 日立オートモティブシステムズ株式会社 茨城県ひたちなか市高場2520番地
(22) 出願日	平成27年9月25日 (2015. 9. 25)	(74) 代理人	100098660 弁理士 戸田 裕二
(65) 公開番号	特開2017-61886 (P2017-61886A)	(72) 発明者	折田 久幸 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社 日立製作所内
(43) 公開日	平成29年3月30日 (2017. 3. 30)	(72) 発明者	猿渡 匡行 茨城県ひたちなか市高場2520番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内
審査請求日	平成30年2月21日 (2018. 2. 21)	(72) 発明者	押領司 一浩 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社 日立製作所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジンシステムの制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

空気及び燃料の混合気を燃焼させるエンジンと、該エンジンに吸気する吸気経路と、前記吸気を加熱する吸気加熱機構と、を備えるエンジンシステムを制御するエンジンシステムの制御装置において、

燃焼速度を、燃料を燃焼させる筒内の温度、前記筒内の圧力および空気流量Aと燃料流量Fの比であるA/Fの関数とし、又は、前記温度、前記圧力、前記A/FおよびEGR率の関数とし、前記混合気の前記燃焼速度に応じて前記吸気の加熱量を制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項2】

請求項1記載のエンジンシステムの制御装置において、

前記吸気加熱機構は、燃焼によって発生した排熱によって吸気を加熱することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項3】

請求項2記載のエンジンシステムの制御装置において、

前記吸気加熱機構は、前記吸気と排気とを熱交換する熱交換器を有し、

前記熱交換器は、前記吸気経路から分岐する吸気分岐経路を流れる吸気と、前記エンジンから排気する排気経路から分岐する排気分岐経路を流れる排気とを熱交換させるように構成され、

前記吸気分岐経路には吸気分岐経路側流量調節弁が設けられ、

前記排気分岐経路には排気分岐経路側流量調節弁が設けられ、
前記燃焼速度に応じて、前記吸気分岐経路側流量調節弁及び前記排気分岐経路側流量調節弁の開度を制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項 4】

請求項 3 記載のエンジンシステムの制御装置において、
熱交換後の吸気は、前記エンジンの上流に設けられる吸気マニホールドに戻されることを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項 5】

請求項 4 記載のエンジンシステムの制御装置において、
前記吸気マニホールド内の吸気温度を計測する吸気マニホールド温度センサーを設け、前記吸気温度に基づいて流量調節弁の開度を制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

10

【請求項 6】

空気及び燃料の混合気を燃焼させるエンジンと、該エンジンに吸気する吸気経路と、前記吸気を加熱する吸気加熱機構と、を備えるエンジンシステムを制御するエンジンシステムの制御装置において、

前記混合気の燃焼速度に応じて前記吸気の加熱量を制御し、

前記吸気加熱機構は、燃焼によって発生した排熱によって吸気を加熱し、

前記吸気加熱機構は、前記吸気と排気とを熱交換する熱交換器を有し、

前記熱交換器は、前記吸気経路から分岐する吸気分岐経路を流れる吸気と、前記エンジンから排気する排気経路から分岐する排気分岐経路を流れる排気とを熱交換させるように構成され、

20

前記吸気分岐経路には吸気分岐経路側流量調節弁が設けられ、

前記排気分岐経路には排気分岐経路側流量調節弁が設けられ、

前記燃焼速度に応じて、前記吸気分岐経路側流量調節弁及び前記排気分岐経路側流量調節弁の開度を制御し、

熱交換後の吸気は、前記エンジンの上流に設けられる吸気マニホールドに戻され、

前記吸気マニホールド内の吸気温度を計測する吸気マニホールド温度センサーを設け、前記吸気温度に基づいて流量調節弁の開度を制御し、

エンジン始動時に前記吸気分岐経路側流量調節弁の開度を全閉とし、

前記排気分岐経路側流量調節弁の開度を全開とする制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

30

【請求項 7】

請求項 4 記載のエンジンシステムの制御装置において、
前記熱交換後の吸気温度を計測する熱交換後吸気温度センサーを設け、
前記熱交換後の吸気温度に基づいて前記排気分岐経路側流量調節弁を制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項 8】

請求項 7 記載のエンジンシステムの制御装置において、
前記吸気配管の分岐点と前記エンジンとの間の主経路に吸気主経路側流量調節弁を設け

40

、
該吸気主経路側流量調節弁と前記吸気分岐経路側流量調節弁とを用いて前記吸気の加熱量を制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項 9】

請求項 7 記載のエンジンシステムの制御装置において、
前記排気経路の分岐点より下流の主経路に排気主経路側流量調節弁を設け、
該排気主経路側流量調節弁と前記排気分岐経路側流量調節弁とを用いて前記熱交換後の吸気温度が目標温度となるように制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項 10】

50

空気及び燃料の混合気を燃焼させるエンジンと、該エンジンに吸気する吸気経路と、前記吸気を加熱する吸気加熱機構と、を備えるエンジンシステムを制御するエンジンシステムの制御装置において、

前記混合気の燃焼速度に応じて前記吸気の加熱量を制御し、

前記吸気加熱機構は、燃焼によって発生した排熱によって吸気を加熱し、

前記吸気加熱機構は、前記吸気と排気とを熱交換する熱交換器を有し、

前記熱交換器は、前記吸気経路から分岐する吸気分岐経路を流れる吸気と、前記エンジンから排気する排気経路から分岐する排気分岐経路を流れる排気とを熱交換させるように構成され、

前記吸気分岐経路には吸気分岐経路側流量調節弁が設けられ、

前記排気分岐経路には排気分岐経路側流量調節弁が設けられ、

前記燃焼速度に応じて、前記吸気分岐経路側流量調節弁及び前記排気分岐経路側流量調節弁の開度を制御し、

熱交換後の吸気は、前記エンジンの上流に設けられる吸気マニホールドに戻され、

前記熱交換後の吸気温度を計測する熱交換後吸気温度センサーを設け、

前記熱交換後の吸気温度に基づいて前記排気分岐経路側流量調節弁を制御し、

前記排気経路の分岐点より下流の主経路に排気主経路側流量調節弁を設け、

該排気主経路側流量調節弁と前記排気分岐経路側流量調節弁とを用いて前記熱交換後の吸気温度が目標温度となるように制御し、

エンジン始動時に前記吸気主経路側流量調節弁の開度を全開とし、前記吸気分岐経路側流量調節弁の開度を全閉とし、前記排気主流路側流量調節弁の開度を全閉とし、前記排気分岐経路側流量調節弁の開度を全開とすることを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【請求項 1 1】

請求項 3 記載のエンジンシステムの制御装置において、

前記吸気経路に設けられるスロットルの開度に応じて吸気の加熱量を制御することを特徴とするエンジンシステムの制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、燃料を燃焼し、動力を得るエンジンにおいて、燃焼によって発生した排熱を回収し、有効利用するエンジンシステムの制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、燃料を燃焼し、動力を得るエンジンの燃費向上の方法として、吸気を加熱する方法がある（例えば、特許文献 1、特許文献 2）。

【0003】

軽油を用いるディーゼルエンジンは、吸気と燃料を供給し、圧縮過程で自着火させ、燃焼させる。ディーゼルエンジンの場合には、吸気加熱すると、燃焼温度を高温化させることができ、自着火を促進させることができる。ディーゼルエンジンでは、燃焼温度が低下すると、燃焼が不安定になる。このため、吸気加熱量を燃焼温度に基づいて制御することが考えられる。

【0004】

また、ガソリンエンジンでは、燃焼温度が高温化し過ぎると、ノックが生じ、燃料が不安定となる。このため、ガソリンエンジンにおいても、吸気加熱量を燃焼温度に基づいて制御することが考えられる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開 2006 - 37931 号公報

10

20

30

40

50

【特許文献2】特開2013-231357号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

このように、燃焼温度は燃焼状態に大きく関係するものであるが、燃焼状態は燃焼温度のみで決定されるものではないため、吸気加熱量を燃焼温度に基づいて制御するのでは、燃焼状態を安定化させるのには十分ではない。

【0007】

そこで、本発明は、吸気加熱を行って燃費を向上させつつ、燃焼状態を安定化させることができるエンジンシステムの制御装置を提供することを目的とする。

10

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明は、空気及び燃料の混合気を燃焼させるエンジンと、該エンジンに吸気する吸気経路と、前記吸気を加熱する吸気加熱機構と、を備えるエンジンシステムを制御するエンジンシステムの制御装置において、燃焼速度を、燃料を燃焼させる筒内の温度、前記筒内の圧力および空気流量Aと燃料流量Fの比であるA/Fの関数とし、又は、前記温度、前記A/FおよびEGR率の関数とし、前記混合気の前記燃焼速度に応じて前記吸気の加熱量を制御することを特徴とする。

または、本発明は、空気及び燃料の混合気を燃焼させるエンジンと、該エンジンに吸気する吸気経路と、前記吸気を加熱する吸気加熱機構と、を備えるエンジンシステムを制御するエンジンシステムの制御装置において、前記混合気の燃焼速度に応じて前記吸気の加熱量を制御し、前記吸気加熱機構は、燃焼によって発生した排熱によって吸気を加熱し、前記吸気加熱機構は、前記吸気と排気とを熱交換する熱交換器を有し、前記熱交換器は、前記吸気経路から分岐する吸気分岐経路を流れる吸気と、前記エンジンから排気する排気経路から分岐する排気分岐経路を流れる排気とを熱交換させるように構成され、前記吸気分岐経路には吸気分岐経路側流量調節弁が設けられ、前記排気分岐経路には排気分岐経路側流量調節弁が設けられ、前記燃焼速度に応じて、前記吸気分岐経路側流量調節弁及び前記排気分岐経路側流量調節弁の開度を制御し、熱交換後の吸気は、前記エンジンの上流に設けられる吸気マニホールドに戻され、

20

さらに、

30

前記吸気マニホールド内の吸気温度を計測する吸気マニホールド温度センサーを設け、前記吸気温度に基づいて流量調節弁の開度を制御し、エンジン始動時に前記吸気分岐経路側流量調節弁の開度を全閉とし、前記排気分岐経路側流量調節弁の開度を全開とする制御する

、

または、

前記熱交換後の吸気温度を計測する熱交換後吸気温度センサーを設け、前記熱交換後の吸気温度に基づいて前記排気分岐経路側流量調節弁を制御し、前記排気経路の分岐点より下流の主経路に排気主経路側流量調節弁を設け、該排気主経路側流量調節弁と前記排気分岐経路側流量調節弁とを用いて前記熱交換後の吸気温度が目標温度となるように制御する、ことを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、吸気加熱を行って燃費を向上させつつ、燃焼状態を安定化させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】実施例1に係るエンジンシステムの構成図

【図2】実施例1に係るエンジンシステムの制御方法を示す図

【図3】実施例1におけるROM内格納データ群を示す図

【図4】実施例1におけるCPUの演算例を示す図

50

【図5】実施例1における燃焼速度制限値データ群を示す図

【図6】実施例1における燃焼速度の判定方法を示す図

【図7】実施例1における吸気加熱操作の決定方法を示す図

【図8】実施例2に係るエンジンシステムの構成図

【図9】実施例2におけるエンジン起動操作から運転中操作までの操作条件の挙動を示す図

【図10】実施例2におけるROM上に格納しておくことが好ましいデータ群を示す図

【図11】排ガス熱回収の効果を説明する図

【図12】実施例3に係るエンジンシステムの構成図

【発明を実施するための形態】

10

【0011】

以下、本発明の実施形態について、図面を参照しながら説明する。なお、以下では、ガソリンエンジンに適用する例と、ディーゼルエンジンに適用する例とを併せて説明する。以下で述べるとおり、ガソリンエンジンでは、燃焼速度は吸気加熱の加熱量の上限值を設定するのに用いられ、ディーゼルエンジンでは、燃焼速度は吸気加熱の加熱量の下限值を設定するのに用いられる。

【実施例1】

【0012】

図1に本実施例に係るエンジンシステムを示す。

【0013】

20

空気1を吸気管10によりエンジン5に供給する。吸気管10には、エンジン負荷の高い条件で駆動する圧縮ターボ2が設けられている。ガソリンエンジンでは、空気流量Aと燃料流量Fの比であるA/Fを一定にしてエンジンで燃焼させる。圧縮ターボ2は、下流のスロットル弁3が全開であっても空気流量が不足する場合に駆動し、吸気流量を増加させる。圧縮により吸気温度が上がるため、インタークーラー12で吸気を冷却し、エンジン燃焼時のノッキングを防ぐ。

【0014】

一方、ディーゼルエンジンでは、自着火することと、燃料の燃え切りが重要になる。圧縮ターボ2はエンジンの筒内圧力を高くするために使用される。圧力を高くすることにより、A/Fや吸気温度の範囲に尤度ができるため、インタークーラー12およびスロットル弁3はなくてもよく、エンジン負荷に応じ、圧縮ターボ2の出力はおおまかな制御でよく、燃料流量で制御する。

30

【0015】

エンジン5の直前に吸気マニホールド4がある。吸気マニホールド4は耐熱温度の高い金属材料が使われることもあるが、軽量の樹脂系材料が使われることもある。後者には耐熱温度があり、吸気加熱をする場合、その耐熱温度が吸気温度の上限温度になる。

【0016】

吸気加熱は、ガスとガスとで熱交換する熱交換器21によって行われる。吸気の一部は、吸気管10の途中から分岐して熱交21に供給され、また、高温の排ガスの一部は、排気管11から分岐して熱交換器21に供給され、非接触で熱交換させる。この熱交換機構が吸気加熱機構となる。即ち、熱交換器21は、吸気経路から分岐する吸気分岐経路を流れる吸気と、エンジンから排気する排気経路から分岐する排気分岐経路を流れる排気とを熱交換させるように構成される。

40

【0017】

吸気管10の分岐位置から熱交換器21の間に流量調節弁31、および排気管11の分岐位置から熱交換器21の間に流量調節弁33を設け、熱交換器21の熱交換量、すなわち吸気加熱熱量を調整する。流量調節弁31を開けると、熱交換器21へ供給される吸気流量は増加し、吸気管10の分岐位置からエンジン5への吸気流量は減少する。流量調節弁33を開けると、熱交換器21へ供給される排ガス流量は増加し、排気管11の分岐位置から大気へ放出する排ガス流量は減少する。

50

【 0 0 1 8 】

ガソリンエンジンでは、エンジン負荷に応じてスロットル弁 3 の開度で供給する吸気流量を設定する。吸気管 1 0 の分岐位置は、吸気マニホールド 4 までのいずれの位置でもよいが、スロットル弁 3 の下流が好ましい。これは、スロットル弁 3 の開度で供給する吸気流量を設定するこれまでの方法が使用できるためである。

【 0 0 1 9 】

排気管 1 1 には、排気マニホールド 6 から順に膨張ターボ 7、排ガス浄化触媒 8 があり、最終的に排ガスを大気に放出する。

【 0 0 2 0 】

膨張ターボ 7 は排ガス圧で駆動する。ガソリンエンジンでは、エンジン負荷が高く、圧縮ターボ 2 を駆動させ過給する条件で駆動する。圧縮ターボ 2 と膨張ターボ 7 を同軸に連結することで、圧縮ターボ 2 の駆動源として使用される。ディーゼルエンジンではエンジン負荷に依存性せず、常時圧縮ターボ 2 を駆動させるため、膨張ターボ 7 も常時駆動することになる。

【 0 0 2 1 】

ガソリンエンジンの排ガスには、NO_x、CO および未燃分が含まれ、排ガス浄化触媒によって、NO_xはN₂に、一酸化炭素と未燃分はCO₂に変換し、大気に放出する。燃料と空気を燃焼反応に対して等量比、すなわち空気比1で供給し、酸化と還元の相反する反応を同時に起こさせる。

【 0 0 2 2 】

ディーゼルエンジンの排ガスにもNO_x、CO および未燃分が含まれるが、空気比 1 以上で燃焼させるため、燃焼温度は低く、NO_x および CO は少なくなる。しかしながら、排ガス中に酸素が含まれるため、ガソリンエンジンでの排ガス浄化触媒ではNO_xは浄化できない。そこで、NO_xを吸着し、尿素水を吹き込んでNO_xを還元する専用の触媒などを使用する。未燃分は、排ガスをエンジンに再循環させて燃焼させるEGRによって削減を促進し、さらに、煤を捕集するフィルターを取り付けて除去する。

【 0 0 2 3 】

排気管 1 1 の分岐位置は排気マニホールドの下流であればどの位置でもよいが、排ガス浄化触媒 8 の下流が好ましい。これは、排ガス中に含まれる煤や凝縮性のガスが、熱交換器 2 2 の伝熱管に付着、蓄積しないようにするためである。ディーゼルエンジンでは専用の触媒および煤を捕集するフィルターの下流に設けることが好ましいことになる。

【 0 0 2 4 】

排ガスの温度は400 以上と高く、流量は吸気流量より多い。したがって、排ガス温度は多少が下がっても問題はない。しかしながら、吸気温度は、本発明の制御項目であり、放熱による温度低下は制御を難しくさせる要因となる。そこで、熱交換器 2 1 はエンジン 5 の近くに設置し、加熱した吸気温度低下を抑えることが好ましい。また、加熱した吸気も配管途中の放出を抑制するため、吸気マニホールド 4 に直接供給することが好ましい。吸気マニホールド 4 では加熱した吸気と加熱していない空気が混合する。その混合がよい構造になっていることが好ましい。

【 0 0 2 5 】

図 2 にエンジンの制御方法を示す。エンジンには稼動状態を監視するセンサーが複数取り付けられている。それらの計測値をインターフェースに取り込む。CPUでは、センサーから取り込んだ計測値を用い、運転手が要求するエンジン負荷条件に合わせ、演算し、複数の出力条件を決定する。ROMとRAMは出力条件の決定を簡単化し、高速化するためのデータが格納されている。ROMは書き換えできないデータが格納されており、RAMは書き換え可能な一時的に保存するデータが格納される。

【 0 0 2 6 】

吸気加熱の制御が必要になるセンサーは図 1 に示した温度計 4 1 および 4 2 である。これらのセンサーは図 2 の吸気加熱手段センサーとなる。また、図 1 に示した流量調節弁 3 1 および 3 3 の開度は図 2 の吸気加熱操作値となる。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 7 】

図3に本発明のROM内格納データ群を示す。これらはエンジン負荷を構築する代表的な出力条件となる。運転手が操作するアクセルが要求するエンジン負荷である。1段目にはアクセル開度とエンジン負荷の関係である。

【 0 0 2 8 】

2段目はエンジン負荷とスロットル開度の関係である。実線はガソリンエンジンに対するものである。スロットル開度1以下では、エンジン負荷が増えるほどスロットル開度を大きくする関係がある。この範囲はポンピングロスが生じる範囲でもあり、吸気加熱量をスロットル開度で制御することもできる。スロットル開度が1、すなわち全開となるエンジン負荷以上では、圧縮ターボを稼働させ、吸気を圧縮して供給する。その際、ポンピングロスが生じない。破線はディーゼルエンジンに対するものであり、スロットルはないとし、開度1として表記した。

10

【 0 0 2 9 】

3段目はエンジン負荷とA/Fの関係である。実線で示すガソリンエンジンでは、燃焼に対する等量比で空気と燃料を供給するため、エンジン負荷によらず一定のA/Fとなる。一方、破線で示すディーゼルエンジンでは、エンジン負荷の低いところでA/Fが大きく、エンジン負荷が大きくなるにつれてA/Fが減少する関係がある。これは、燃料流量でエンジン負荷を変化させるためである。

【 0 0 3 0 】

4段目はエンジン負荷とエンジン筒内の圧縮比の関係である。圧縮比は、エンジン筒内でピストンが駆動する際の最も容積が大きくなる時の容量と、最も容積が小さくなる時の容量の比率であり、エンジン構造で決まる値である。したがって、ガソリンエンジンであっても、ディーゼルエンジンであっても一定値となる。近年、エンジン負荷に応じて、圧縮比を変化させる機構を備えたエンジンがある、その場合は、圧縮比が変化する関係を導入すればよいことになる。

20

【 0 0 3 1 】

5段目はエンジン負荷と燃料流量の関係である。ガソリンエンジンではエンジン回転数によらず一定のA/Fにする関係がある。スロット開度と吸気流量の関係から燃料流量を定めることができる。したがって、図中にはガソリンエンジンに対する実線はない。ディーゼルエンジンでは、エンジン負荷によらず空気流量がほぼ等しく、燃料流量によってエンジン負荷を制御する。すなわち図中の破線で示すようにエンジン負荷が増加すると燃料流量が増加する関係がある。

30

【 0 0 3 2 】

6段目はエンジン負荷と吸気圧の関係である。実線はガソリンエンジンであり、エンジン負荷に対して増加する関係がある。スロットル開度1以下では、2段目に示したエンジン負荷とスロットル開度の関係からも得られる。しかしながら、スロットル開度1以上では圧縮ターボの稼働条件を決めるため、本関係を用いる必要がある。ディーゼルエンジンでは破線で示すようにエンジン回転数でほぼ一定となる。7段目はエンジン回転数と点火時期の関係である。縦軸が大きくなるほど点火時期を早めることになる。ディーゼルエンジンは自着火のため破線はない。ガソリンエンジンではエンジン負荷が高く、圧縮ターボを稼働させる範囲で点火時期を早める操作が必要になる。これは自着火によるノッキングを防ぐためである。

40

【 0 0 3 3 】

データ群は1段目から7段目だけではなく、CPUにおける演算を簡略化し、高速計算するためのデータが格納されている。

【 0 0 3 4 】

図4に本発明のCPUの演算例を示す。燃料噴射流量を決定するには、ROMに入力されたデータ群にある関係データを初期値とし、運転手が要求するエンジン負荷と各種センサーの計測値を用いて、補正計算し、出力となる操作条件を決定する。例えば、下り坂であれば、運転手はエンジン負荷0を要求する。すなわちアクセル開度は0となる。各種センサーの

50

計測値からエンジンプレーキを必要とする状況が判断されると、燃料供給を停止する出力を出すことになる。これによりエンジンの省エネ運用を可能にする。

【 0 0 3 5 】

吸気加熱に対しても同様である。例えば、図 1 のシステムにおいて、吸気加熱操作の初期値としてエンジン負荷に対する代表的な流量調節弁 3 1 および 3 3 の開度との関係をROMに登録しておき、吸気加熱演算の初期値として用い、燃焼速度を演算し、さらに吸気加熱の熱量を計算し、図 2 の出力として流量調節弁 3 1 および 3 3 の開度を補正し、操作開度を決定することが可能となる。

【 0 0 3 6 】

燃焼速度には制限値があり、現状の燃焼速度を制限値に近づけることにより効率よく吸気加熱することができる。そこで燃焼速度の制限値データが必要になる。

10

【 0 0 3 7 】

図 5 に本発明の燃焼速度の制限値データ群を示す。実線はガソリンエンジンでノッキングを起こさない燃焼速度の上限値である。エンジン負荷に対して比例して増加する特徴を有する。破線はディーゼルエンジンで自着火できる燃焼速度の下限値である。エンジン負荷に対して変化しない特徴がある。ガソリンエンジンでは点火によって火炎が伝播する燃焼形態になるのに対し、ディーゼルエンジンでは燃焼空間の至るところで自着火する燃焼形態をとるためである。

【 0 0 3 8 】

エンジン負荷に対する燃焼速度はエンジンの筒内温度、筒内圧力、A/Fの関数となる。CPUで逐次計算してもよいが、各条件において、そのデータ群をROM中に格納することにより、以降の演算処理を高速化することが好ましい。また、排ガスを再循環するEGRがあれば、EGR率も燃焼速度の関数となる。追加して格納することが好ましい。

20

【 0 0 3 9 】

図 6 に本発明の燃焼速度の判定方法を示す。上段は筒内温度、筒内圧力およびA/Fの各センサーの計測値を用いて計算する。ガソリンエンジンであれば図 5 の実線で示した燃焼速度の上限値を用いることにより、計算した燃焼速度と上限値を比較し、燃焼速度が上限値以上であれば吸気温度を低下させる操作を、上限値以下であれば吸気温度を上げる操作をする。

【 0 0 4 0 】

ディーゼルエンジンでは下限燃焼速度となる。図 5 の破線で示した燃焼速度の下限値を用いることにより、計算した燃焼速度と下限値を比較し、燃焼速度が下限値以上であれば問題なく、下限値以下であれば吸気温度を上げる操作をする。

30

【 0 0 4 1 】

下段は吸気温度、吸気圧力およびA/Fの各センサーの計測値を用いて計算する方法である。吸気温度および吸気圧力の計測値からクランク角および圧縮比を用いてエンジン筒内の温度および圧力を計算する。

【 0 0 4 2 】

上述した燃焼速度と要求する燃焼速度との比較により、吸気加熱の加熱量を増加させるか、減少させるかを判断することができるようになった。次は操作条件を決定することになる。図 1 では言えば流量調節弁 3 1 および 3 3 の開度を決定することになる。

40

【 0 0 4 3 】

図 7 に本発明の吸気加熱操作の決定方法を示す。ガソリンエンジンを対象にした。吸気温度低下操作は、直ちにノッキングを回避させる必要があるため、加熱吸気の流量調節弁 3 1 を閉にする操作となる。

【 0 0 4 4 】

吸気温度上昇操作は、図 6 下段の逆操作を実施する。すなわち、上限燃焼速度、筒内圧力センサーの計測値、A/Fセンサーの計測値からエンジン筒内温度上限値を算出し、クランク角と圧縮比から要求吸気温度を算出する。エンジン負荷に対して吸気流量は定まっており、要求吸気温度が算出されると同時に吸気圧も算出される。ここでの吸気温度および

50

吸気圧力は吸気マニホールド状態値である。

【0045】

大気温度の吸気を吸気マニホールドにおける要求吸気温度に加熱するための熱量を、熱収支計算で得る。そして、要求吸気温度、加熱吸気温度センサーの計測値、大気温度センサーの計測値および吸気流量センサーの計測値から要求加熱吸気流量を算出する。ここでの吸気流量センサーはスロットルより上流に設けられる全吸気流量を計測するセンサーの計測値である。要求加熱吸気流量が分かることにより、流量調節弁31の開度を決定する。

【0046】

吸気を加熱する排ガス流量を調節する流量調節弁33の開度は、加熱吸気温度センサーの計測値に反映される。ここで、吸気マニホールドが樹脂材料で作られている場合、吸気温度を耐熱温度以下にする上限温度を設ける必要がある。図1に示したように吸気マニホールドに温度センサー41を設け、温度を監視するとともに、耐熱温度以上になった場合、一時的に加熱吸気の流量調節弁31を閉とし、吸気加熱を停止させる操作が必要になる。また、要求吸気温度が上限温度以上であれば、上限温度に設定しなおす操作が必要になる。

10

【0047】

ディーゼルエンジンにおける吸気温度低下操作は、吸気マニホールドが樹脂材料で作られている場合であり、吸気温度がその耐熱温度以上になった場合だけであり、それ以下になるまで一時的に加熱吸気の流量調節弁31を閉とする操作が必要になる。

【0048】

一方、吸気温度上昇操作が必要になる。図7の上限燃焼速度が下限燃焼速度、筒内上限温度が筒内下限温度となる。同様に要求吸気温度および要求吸気圧が計算される。ここでは、要求吸気圧、加熱吸気温度センサーの計測値、大気温度センサーの計測値および吸気流量センサーの計測値から要求加熱吸気流量を求め、流量調節弁31の開度を決定する。

20

【実施例2】

【0049】

図8に実施例2に係るエンジンシステムを示す。実施例2に係るエンジンシステムでは、吸気配管10の分岐点から吸気マニホールド4までに流量調節弁32が設けられ、排気配管10の分岐点の下流に流量調節弁34が設けられている。

【0050】

流量調節弁32を設けることにより吸気流量の全量を熱交換器21に供給することができ、流量調節弁34を設けることにより排気ガスの全量を熱交換器21に供給することができるようになる。これにより、排ガスから吸気への伝熱速度を向上させることができる。

30

【0051】

図9に実施例2におけるエンジン起動操作から運転中操作までの操作条件の挙動を示す。図9に示す例は、ガソリンエンジンを対象としたものであり、上から順にエンジン負荷、スロットル開度、吸気側に設けた二つの流量調節弁の開度、排ガス側に設けた二つの流量調節弁の開度、熱交換器の吸気出口に設けた温度センサーの温度および吸気マニホールドに設けた温度センサーの温度の挙動である。

【0052】

エンジン起動時について説明する。まず、アイドリング状態であり、エンジンはほぼ最低負荷であり、スロットル開度は小さい。熱交換器21の温度は低く、吸気を加熱できる状態にはない。そこで、熱交換器21に吸気は供給せず、高温の排ガスを可能な限り通気し、熱交換器21を加熱する。したがって、熱交換器21に供給する吸気の流量調節弁31の開度は0とし、加熱しない吸気の流量調節弁32の開度は1、すなわち全開とし、全吸気流量をエンジンに供給する。一方、エンジンでの燃焼によって排ガスは直ちに高温になることから、熱交換器21に供給する排ガスの流量調節弁33の開度は1とし、大気に排気する流量調節弁34の開度は0とし、排ガスの全量を熱交換器21に供給する。

40

【0053】

吸気マニホールドに設けた温度センサー41の温度は常温のままであり、熱交換器21は

50

次第に温まり、熱交換器 2 1 の吸気出口に設けた温度センサー 4 2 の温度は急激に上昇し、Tmax42の温度まで上昇する。Tmax42は温度センサー 4 2 の上限温度であり、かつ、以降のエンジン運用において一定温度に制御する温度である。

【 0 0 5 4 】

吸気加熱は、温度センサー 4 2 がTmax42に到達した時点で開始する。熱交換器 2 1 に供給する吸気の流量調節弁 3 1 の開度を 1、すなわち全開とし、加熱しない吸気の流量調節弁 3 2 はアイドル時の所定の開度に低下させる。この際、二つの流量調節弁 3 1 および 3 2 の開度は、実施例 2 および 3 で説明した方法により決定する。

【 0 0 5 5 】

この二つの流量調節弁の関係は、流量調節弁 3 1 の開度 1、および流量調節弁 3 2 の開度 1 の状態を基準とし、加熱する吸気流量を増やす時には流量調節弁 3 1 の開度 1 を維持し、流量調節弁 3 2 の開度を小さくする方向へ、加熱する吸気流量を減らす時には流量調節弁 3 2 の開度 1 の状態を維持し、流量調節弁 3 1 の開度を小さくする方向へ動かす。したがって、加熱する吸気流量に対してただ一つの開度組み合わせが定まることになる。この関係は熱交換器 2 1 に供給する排ガスの流量調節弁 3 3、大気に排気する流量調節弁 3 4 にも同様である。流量調節弁 3 3 の開度 1、および流量調節弁 3 4 の開度 1 の状態を基準とし、吸気加熱の熱量を増やす時には流量調節弁 3 3 の開度 1 を維持し、流量調節弁 3 4 の開度を小さくする方向へ、吸気加熱の熱量を減らす時には流量調節弁 3 4 の開度 1 の状態を維持し、流量調節弁 3 3 の開度を小さくする方向へ動かすことになる。

【 0 0 5 6 】

熱交換器 2 1 に吸気を供給することにより一時的に温度センサー 4 2 の温度は低下する。しかしながら、温度センサー 4 2 の温度を指標に、熱交換器 2 1 に供給する排ガスの流量調節弁 3 3 と大気に排気する流量調節弁 3 4 の開度を制御することにより、流量調節弁 3 3 の開度 1 および流量調節弁 3 3 開度 0 を維持する制御は継続され、温度センサー 4 2 の温度は次第に上昇し、Tmax42の温度に回復する。

【 0 0 5 7 】

熱交換器 2 1 の吸気出口に設けた温度センサー 4 2 の温度を維持するため、流量調節弁 3 4 の開度は 1 まで上昇し、その後、流量調節弁 3 3 の開度を小さくする方向へ変遷する。

【 0 0 5 8 】

吸気マニホールドに設けた温度センサー 4 1 の温度は、吸気加熱開始から次第に上昇し、アイドル時の上限温度Tmax41に達する。この時のエンジン負荷、スロット開度、吸気の流量調節弁 3 1 および 3 2 の各開度、排気の流量調節弁 3 3 および 3 4 の各開度、吸気マニホールドの温度センサー 4 1 の吸気温度がアイドル時の定常状態である。点線は燃焼速度から算出される吸気温度であり、アイドル時の定常状態になってから、その温度に近づける制御ができるようになる。

【 0 0 5 9 】

運転中操作について説明する。運転手がアクセルを操作し、次第にエンジン負荷を増加させる。スロットル開度は次第に大きくなる。吸気加熱時を点線で、吸気加熱しない時を破線で示す。吸気加熱によってスロットル開度を大きくすることができるため、スロットル弁での抵抗を軽減でき、ポンピングロスを低減することができる。実線と破線の差がポンピングロスの削減効果であり、エンジン負荷が小さいほど大きく、エンジン負荷が増加することでポンピングロスの削減効果は小さい。

【 0 0 6 0 】

図 5 に示したようにエンジン負荷が高くなると燃焼速度は増加する。したがって、吸気マニホールドに設けた温度センサー 4 1 の温度は低下する。それに合わせて吸気加熱の熱量は少なくてもよく、まず、加熱しない吸気の流量調節弁 3 2 の開度は 1 に近づき、その後、熱交換器 2 1 に供給する吸気の流量調節弁 3 1 の開度は小さくなる。スロットル開度が 1 に到達した時点で流量調節弁 3 1 の開度は 0 となる。

【 0 0 6 1 】

熱交換器 2 1 で伝熱量も少なくてもよく、熱交換器 2 1 に供給する排ガスの流量調節弁 3 3 の開度は小さくなる。大気に排気する流量調節弁 3 4 の開度は 1 で維持される。

【 0 0 6 2 】

さらにエンジン負荷が上がると、スロットル開度を 1 に維持したまま圧縮ターボを駆動させ、過給する範囲になる。熱交換器 2 1 の吸気出口に設けた温度センサー 4 2 の温度を一定温度にするように流量調節弁 3 3 および流量調節弁 3 4 の開度を制御するため、この範囲で流量調節弁 3 3 の開度は 0 にはならない。すなわち、熱交換器 2 1 の放熱による温度低下を防ぐため、排ガスから熱が供給されることになる。この制御は、吸気加熱の再立ち上げの準備操作になり、高速に吸気加熱することができる。

【 0 0 6 3 】

エンジン負荷を低下させ、過給の範囲から吸気加熱の範囲に遷移し、さらにアイドル状態になるまで、エンジン負荷の増加させるときの逆挙動になるため、説明を省略する。

【 0 0 6 4 】

アイドル状態ではエンジンを停止すると流量調節弁 3 1 ~ 3 4 の開度はアイドル状態の開度になっている。これらの開度はエンジンを起動させた時の開度とは異なる。したがって、エンジン起動時に熱交換器 2 1 に供給する吸気の流量調節弁 3 1 の開度は 0 とし、加熱しない吸気の流量調節弁 3 2 の開度は 1 とし、熱交換器 2 1 に供給する排ガスの流量調節弁 3 3 の開度は 1 とし、大気に排気する流量調節弁 3 4 の開度は 0 とする自動操作が必要になる。

【 0 0 6 5 】

図 1 0 に本発明の ROM 上に格納しておくことが好ましいデータ群を示す。一つ目はエンジン負荷とスロットル開度の関係である。吸気加熱しない時の関係は使えないため、吸気加熱用に更新したものである。二つ目はエンジン負荷と上限吸気加熱温度の関係である。ガソリンエンジンの吸気加熱範囲はスロットル開度 1 以下の条件になることから、エンジン負荷をスロットル開度で表すこともできる。三つ目はスロットル開度と、吸気加熱の流量調節弁 3 1 および吸気加熱しない流量調節弁 3 2 のそれぞれの開度の関係である。これら 3 つの関係を用いることで吸気加熱の制御が高速化する。

【 実施例 3 】

【 0 0 6 6 】

図 1 1 に本発明の排ガスの熱回収、有効利用の効果を示す。上段は排ガスで吸気加熱することにより、燃料を削減する効果を示したものである。縦軸は燃料削減率であり、同じエンジン負荷において、次式で定義した。

燃料削減率 (%) =

$$\{ (\text{吸気加熱しない時の燃料流量}) - (\text{吸気加熱した時の燃料流量}) \} / (\text{吸気加熱しない時の燃料流量}) \times 100$$

燃料削減効果は、ポンピングロス削減効果の大きいエンジン負荷の低い条件で大きく、スロットル開度 1 で過給するエンジン負荷の高い条件では効果は期待できない。

【 0 0 6 7 】

下段は排ガス圧や熱で発電したときの発電量である。スロットル開度 1 で過給するエンジン負荷の高い条件で発電量が大きく、エンジン負荷の低い条件では発電量が小さい。

【 0 0 6 8 】

したがって、熱ガス熱を回収し、有効利用するには、エンジン負荷によって有効利用方法を変えることも有効である。

【 0 0 6 9 】

図 1 2 に本発明のエンジン排ガス熱回収、有効利用システムを示す。図 8 のエンジン排ガスを使った吸気加熱方法において、流量調節弁 3 4 の下流に、液 - ガス熱交換器 2 2 を設け、排ガス熱で液体の作動媒体を加熱し、作動媒体の蒸気で膨張機 2 4 を駆動させて発電し、膨張機を出た作動媒体蒸気を凝縮器 2 5 で凝縮させ、液体にし、その液体を液 - ガス熱交換器 2 2 に再供給するランキンサイクルを備えた。

10

20

30

40

50

【0070】

吸気加熱しないエンジン負荷の高い条件で、ランキンサイクルにより発電する。また、吸気加熱するエンジン負荷の低い条件であっても、排ガスの全量を熱交換器21に供給するわけではなく、液-ガス熱交換器22にも供給されるため、ランキンサイクルで常時発電する。

【0071】

温度差で発電する熱電変換素子がある。その熱電変換素子を組み込んだ熱電変換モジュールを液-ガス熱交換器22に組み込み、発電させることもできる。また、液-ガス熱交換器22の前後に熱電変換モジュールを組み込んだ熱交換器を組み込むことで発電することもできる。

10

【0072】

さらに、圧縮ターボを電動化することで、膨張ターボで発電することもできるようになる。

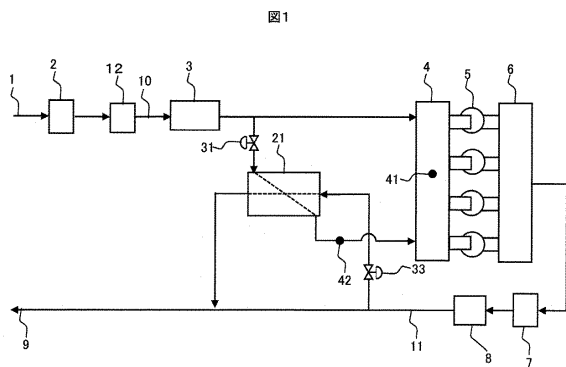
【符号の説明】

【0073】

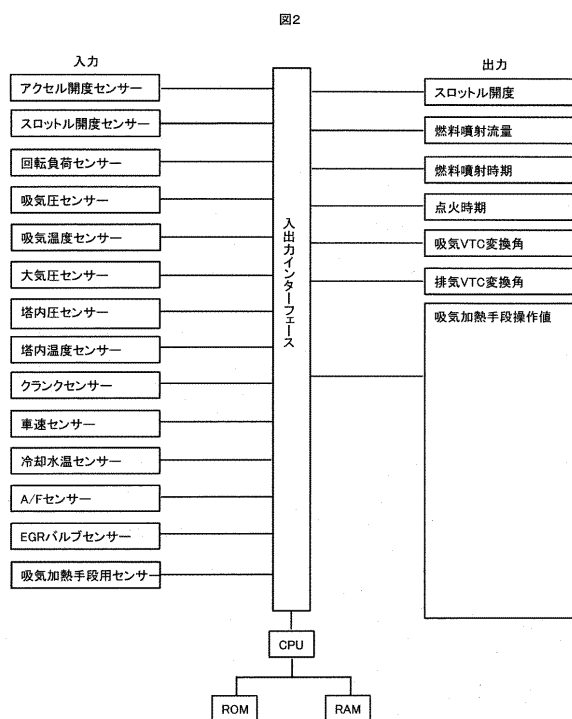
1...空気、2...圧縮ターボ、3...スロットル弁、4...吸気マニホールド、5...エンジン、6...排気マニホールド、7...膨張ターボ、8...排ガス浄化触媒、9...排ガス、10...吸気配管、11...排気配管、12...インタークーラー、21...熱交換器、22...液-ガス熱交換器、24...膨張機、25...凝縮器、31~34...流量調節弁、41, 42...温度センサー、51...ヒータ

20

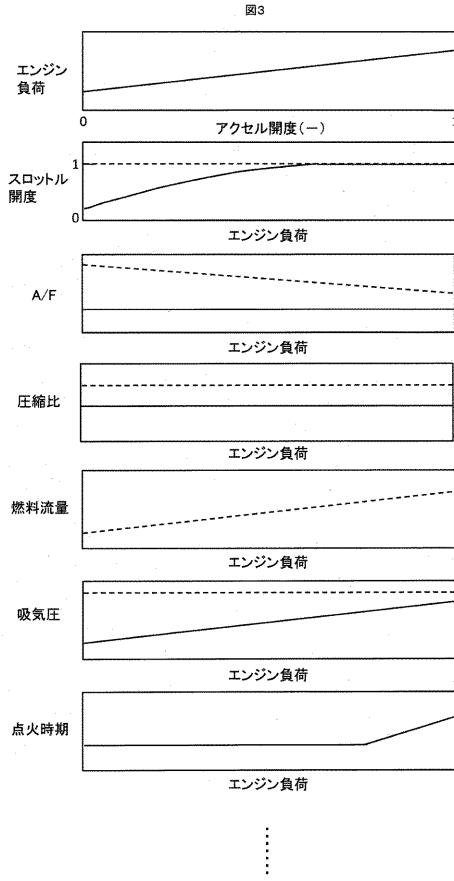
【図1】



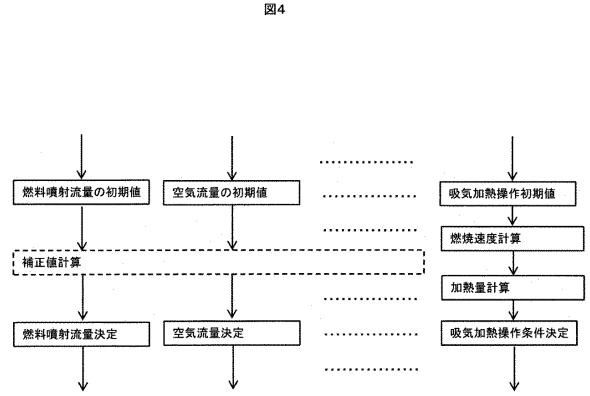
【図2】



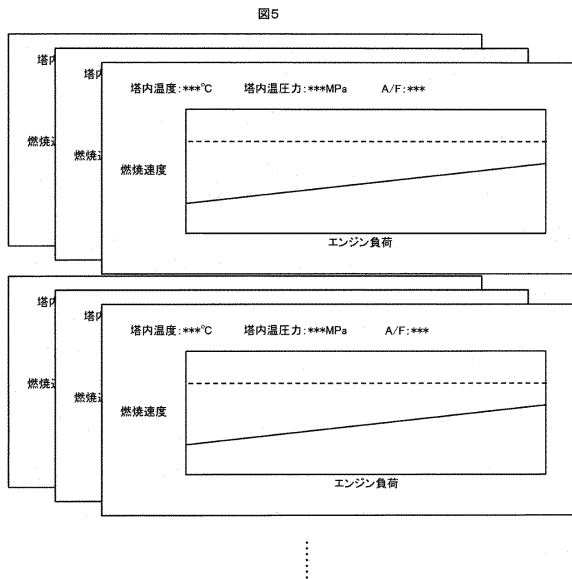
【 図 3 】



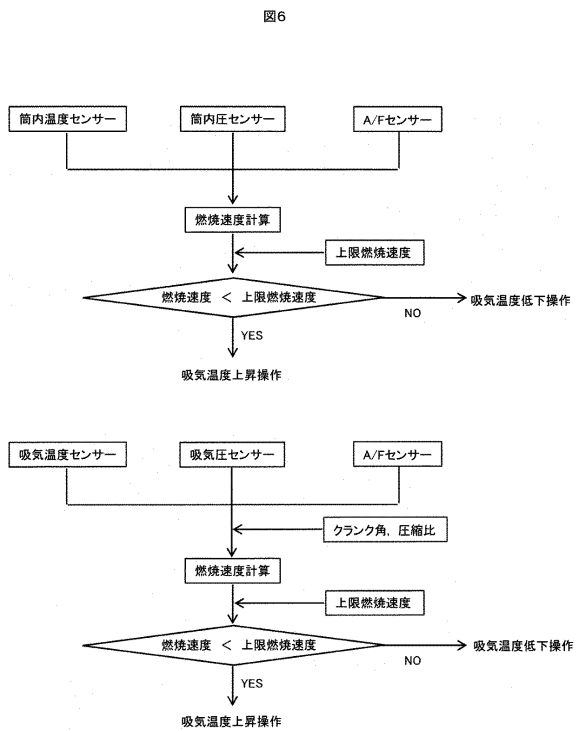
【 図 4 】



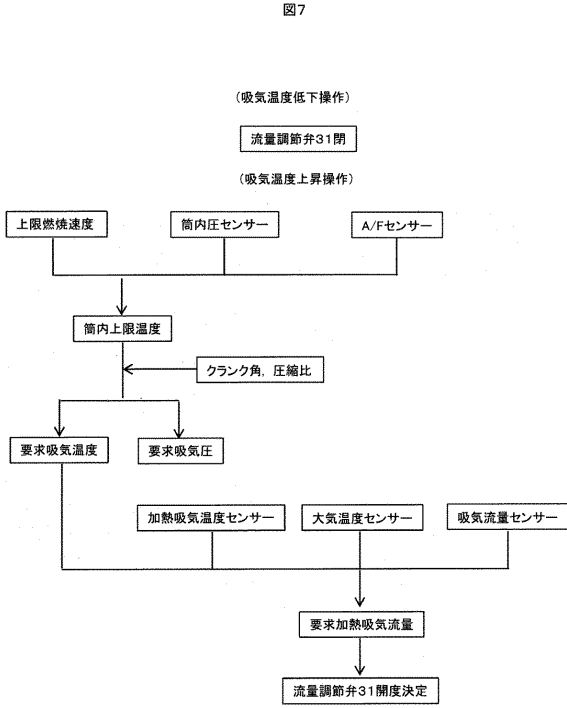
【 図 5 】



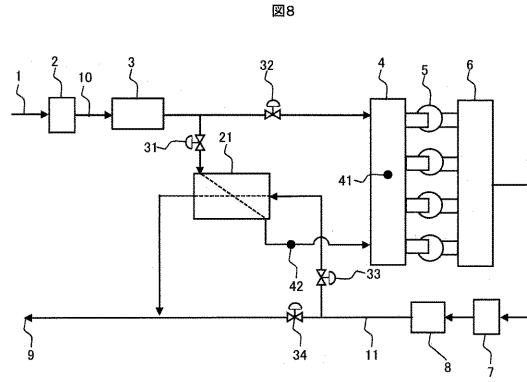
【 図 6 】



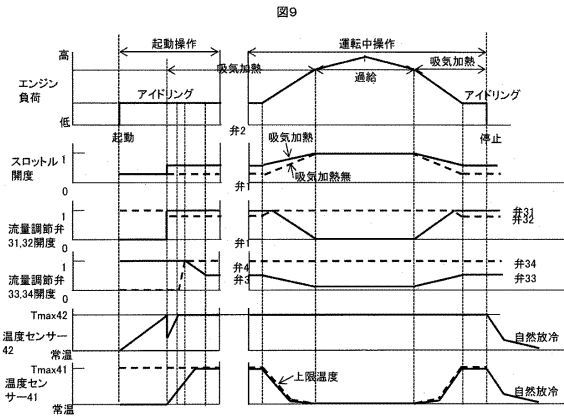
【 図 7 】



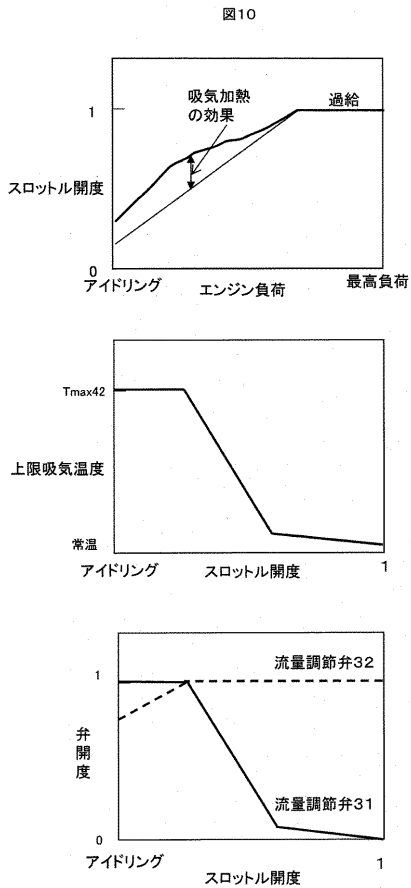
【 図 8 】



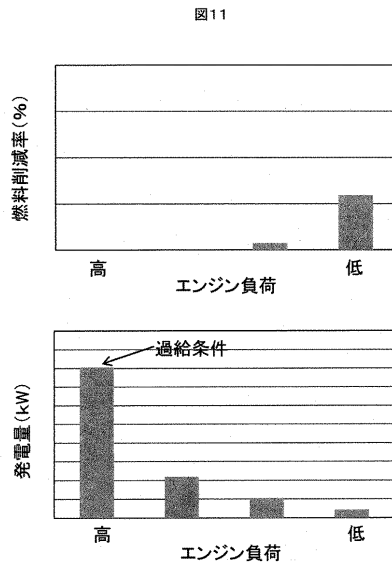
【 図 9 】



【 図 10 】

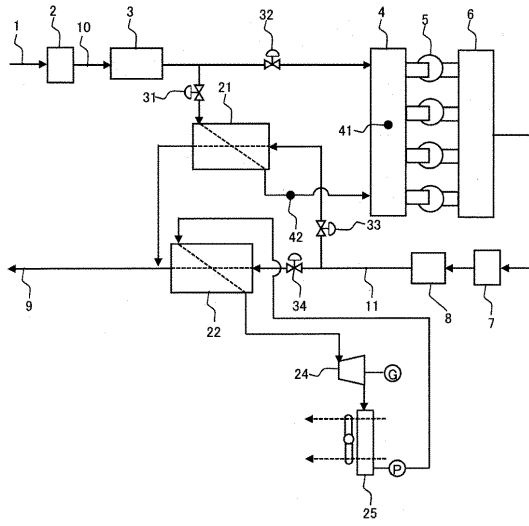


【 図 11 】



【 図 1 2 】

図12



フロントページの続き

(72)発明者 安部 元幸
東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社 日立製作所内

審査官 北村 亮

(56)参考文献 特開2007-224807(JP,A)
特開2009-156191(JP,A)
特公平05-026028(JP,B2)
特開2002-180910(JP,A)
特開2013-231357(JP,A)
特開2006-037931(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02M 31/08
F02D 41/04
F02D 45/00
F02M 31/04